

(12) **GEBRAUCHSMUSTERSCHRIFT**

(21) Anmeldenummer: 716/98

(51) Int.Cl.⁶ : F02B 17/00
F02D 13/02

(22) Anmeldetag: 5.11.1998

(42) Beginn der Schutzdauer: 15.10.1999

(45) Ausgabetag: 25.11.1999

(73) Gebrauchsmusterinhaber:

AVL LIST GMBH
A-8020 GRAZ, STEIERMARK (AT).

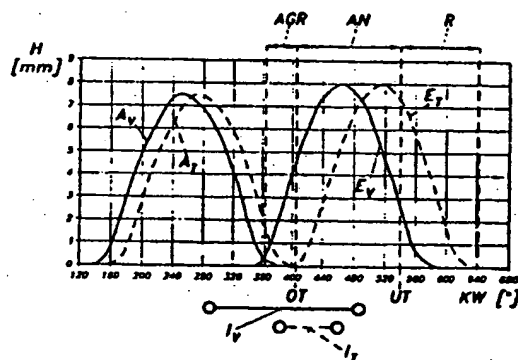
(72) Erfinder:

KAPUS PAUL DR.
GRAZ, STEIERMARK (AT).
MAYERHOFER ULRICH DIPL.ING.
SÖDING, STEIERMARK (AT).

(54) VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER FREMDGEZÜNDETEN VIERTAKT-BRENNKRAFTMASCHINE MIT INDIREKTER KRAFTSTOFFEINSPRITZUNG

(57) Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit indirekter Kraftstoffeinspritzung, mit mindestens einem durch ein Einlaßventil gesteuerten, drallerzeugenden Einlaßkanal und mindestens einem durch ein Auslaßventil gesteuerten Auslaßkanal, wobei bei Vollast im Bereich des oberen Totpunktes des Ladungswechsels Kraftstoff in den Einlaßkanal eingespritzt wird.

Um mit möglichst geringem Aufwand bei einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine mit indirekter Kraftstoffeinspritzung einen weitgehend ungedrosselten Betrieb mit geringen Ladungswechselverlusten und günstigem Kraftstoffverbrauch zu erzielen, ist vorgesehen, daß bei Teillast die Einlaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80° nach spät verschoben wird, und daß während der Einlaßphase Kraftstoff in die Einlaßströmung eingespritzt und eine Ladungsrichtung im Brennraum erzeugt wird, welche zumindest bis zum Einlaßschluß im wesentlichen aufrechterhalten wird, wobei der Einspritzbeginn vorzugsweise nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels liegt.



AT 003 205 U1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit indirekter Kraftstoffeinspritzung, mit mindestens einem durch ein Einlaßventil gesteuerten, drallerzeugenden Einlaßkanal und mindestens einem durch ein Auslaßventil gesteuerten Auslaßkanal, wobei im Bereich des Oberen Totpunktes des Ladungswechsels Kraftstoff in den Einlaßkanal eingespritzt wird.

Ständig steigende Anforderungen an den Kraftstoffverbrauch und die Reduktion der Abgasemissionen, insbesondere der Kohlenwasserstoffe und der Stickoxide, erfordern den Einsatz neuer Technologien im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen.

Ein wesentlicher Grund für den gegenüber zum Beispiel Dieselmotoren höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine liegt in der Betriebsweise mit vorgemischtem homogenem Kraftstoff-Luftgemisch. Dies bedingt eine Regelung der Motorlast mit Hilfe eines Drosselorganes zur Begrenzung der insgesamt angesaugten Gemischmenge (Quantitätsregelung).

Diese Drosselung der Ansaugströmung führt zu einem thermodynamischen Verlust, der den Kraftstoffverbrauch der Verbrennungskraftmaschine erhöht. Das Potential zur Verbrauchsreduzierung der Verbrennungskraftmaschine bei Umgehung dieser Drosselung kann auf etwa 25% geschätzt werden. Ein Teil dieses Verbesserungspotentials kann genutzt werden, wenn im Teillastbereich eine Verringerung der Drosselung möglich wird.

Folgende Möglichkeiten zur Verringerung der Drosselverluste bei Ottomotoren sind bekannt:

- A) *Magerbetrieb*
 - a) homogen
 - b) geschichtet (Zündkerze fett, Zylinderwand mager)
- B) *Abgasrückführung*
- C) *Frühes Schließen des Einlaßventiles (variabler Ventilhub)*
- D) *Spätes Schließen des Einlaßventiles ("Miller-Cycle")*

Im Folgenden werden diese Verfahren bzw. deren Vor- und Nachteile beschrieben:

- A) *Magerbetrieb:*
 - a) homogen: bei gegebener Kraftstoffmenge ist eine Entdrosselung durch Erhöhung der Luftmenge (Abmagerung des Gemisches) möglich. Nun wird aber durch Abmagerung

die Verbrennung verlangsamt, was zu einem niedrigeren thermodynamischen Wirkungsgrad führt. Um die Entdrosselung zu erhöhen sind also Maßnahmen erforderlich, die die Abmagerungsfähigkeit verbessern. Für die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte ist für diesen Betrieb eine spezielle Abgasnachbehandlung für Stickoxide (DENOX-Katalysator) nötig.

- b) geschichtet: der Verlangsamung der Verbrennung kann auch durch Schichtung des Gemisches im Brennraum entgegengewirkt werden. Dabei wird versucht, in der Umgebung der Zündkerze zum Zeitpunkt der Entflammung ein fetteres Gemisch als im restlichen Brennraum zu erzielen. Bei Einspritzung ins Saugrohr ist es wegen des homogenisierenden Effektes der Ladungsbewegung nicht möglich, eine nennenswerte Schichtung zum Zündzeitpunkt aufrechtzuerhalten. Bei direkter Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum kann bei Einspritzung kurz vor der Entflammung eine stabile, reproduzierbare Schichtung und damit ein ungedrosselter Betrieb erzielt werden. Auch bei diesem Verfahren muß zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte im Fahrzeug ein DENOX-Kat verwendet werden. Zusätzlich muß bei der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit zur Gemischbildung besonderes Augenmerk auf Rußbildung bzw. deren Vermeidung geachtet werden. Der technische Aufwand zur Realisierung einer direkten Einspritzung ist deutlich höher als bei einer Saugrohreinspritzung.

B) Abgasrückführung (AGR):

Durch Rückführung von inertem Abgas ist ebenfalls, so wie beim Magerbetrieb, eine Entdrosselung möglich. Da das rückgeführte Abgas das Luft- Kraftstoffverhältnis nicht ändert, ist ein stöchiometrischer Betrieb und damit eine konventionelle Abgasnachbehandlung mit Dreiwegekatalysator möglich. Auch bei AGR-Zugabe verlangsamt sich die Verbrennung deutlich. Es treten die gleichen thermodynamischen Verluste wie bei Magerbetrieb auf. Durch selektive Zugabe des Abgases in der Nähe der Zylinderwand ist eine zusätzliche leichte Schichtung von Frischgas in der Nähe der Zylindermitte und Abgas an der Zylinderwand möglich. Eine Brennkraftmaschine mit mindestens zwei Einlaßventilen bietet die Möglichkeit, dem Brennraum über getrennte Einlaßkanäle unterschiedliche Gemischzusammensetzungen zuzuführen. Die Strömung im Zylinderraum kann mit Hilfe der Gestaltung der Einlaßorgane des Motors derart beeinflusst werden, daß sich zum Zündzeitpunkt ein in der gewünschten Weise geschichtetes Gemisch im Zylinder befindet. Hierbei ist es besonders vorteilhaft, wenn sich der fettere (bei Luftzufuhr) bzw. der reinere (Bei AGR) Gemischanteil in Zylindermitte im Bereich einer zentral angeordneten Zündkerze befindet, während zur Zylinderwand hin eine Abmagerung des Gemisches bzw. eine Zunahme der Abgaskonzentration vorzufinden ist.

C) Frühes Schließen des Einlaßventiles:

Durch Verwendung eines vollvariablen Ventilhubes ist es möglich, das Einlaßventil bei ungeändertem Öffnungszeitpunkt deutlich früher zu schließen. Dadurch saugt der Motor

nur so viel Luft (gegen geringeren Unterdruck) an, wie er für stöchiometrische Verbrennung benötigt. Die Drosselverluste sinken deutlich. Die Nachteile dieses Verfahrens sind der hohe technische Aufwand für die Realisierung des vollvariablen Ventilhubes und die Abkühlung des Kraftstoffes bei Expansion gegen das geschlossene Einlaßventil. Da das Einlaßventil sehr früh zumacht, ergeben sich bei der Abwärtsbewegung des Kolbens Ladungstemperaturen unter dem Gefrierpunkt.

D) Spätes Schließen des Einlaßventiles:

Eine weitere Alternative zur Entdrosselung ist das Ausschieben von gegen geringen Unterdruck zuviel angesaugter Luft. Dies geschieht durch sehr spätes Schließen des Einlaßventiles, wenn der Kolben schon deutlich nach oben geht (Kompression). Das Problem bei dieser bekannten Variante des sogenannten "Miller-Cycle" ist, daß bei extrem spätem Schließen des Einlaßventiles auch Kraftstoff, der vor oder während der Ansaugphase eingespritzt wird, wieder ausgeschoben wird. Der Grund liegt in der "Tumble" Ladungsbewegung, die bei konventionellen Motoren mit symmetrischen Einlaßkanälen verwendet wird. Dabei wird eine Gemischwalze 90° zur Zylinderachse aufgebaut. Es bildet sich eine Aufwärtsströmung auf der Rückseite des Zylinders in Richtung Einlaßventil. Dadurch kommt es zu Zylindermiße Verteilung bzw. zu nicht reproduzierbarer Gemischzusammensetzung.

Es sind zahlreiche Brennkraftmaschinen mit externer oder interner Abgasrückführung bekannt. Es sind auch Brennkraftmaschinen bekannt, bei denen der Einlaßschluß verändert bzw. nach spät verstellt wird.

Aus der EP 0 764 773 A2 ist eine Brennkraftmaschine bekannt, bei der die Abgasrückführung in den Einlaßsammel erfolgt. Dies hat allerdings den Nachteil, daß durch den Einlaßsammel ein relativ großes Totvolumen gebildet wird. Durch die dämpfende Wirkung des Totvolumens ist die Reaktionszeit des Abgasrückführsystems relativ langsam, wodurch nur relativ niedrige Abgasrückführaten im dynamischen Fahrbetrieb aus Fahrbarkeitsgründen möglich sind.

Andererseits ist aus der EP 0 764 773 A2 ein weiteres Abgasrückführsystem bekannt, bei dem die Abgasrückführung aus dem Auslaßsystem direkt in einen von zwei Einlaßkanälen pro Zylinder erfolgt. Bei dieser Ausführung können zwar große Totvolumina vermieden werden, allerdings ist eine gleichmäßige Rückführung des Abgases zu den einzelnen Zylindern nicht mehr gewährleistet.

Aus der AT 2 434 U1 ist eine fremdgezündete Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern und einer Einrichtung zur Ladungsverdünnung für Luft oder rückgeführtes Abgas bekannt, welche eine für alle Zylinder eine Reihe gemeinsame Verteilerleiste aufweist, in welche die Zuführleitung einmündet und welche über zumindest einen Verteilerkanal pro Zylinder mit einem Einlaßkanal strömungsverbunden ist. Dadurch wird eine für alle Zylinder gleiche und hohe Ladungsverdünnung ermöglicht, wobei bei Abgasrückführung die Gasdynamik des rückgeführten Abgases nur unwesentlich gedämpft wird. Die Brennkraftmaschine weist dabei pro Zylinder einen Tangentialkanal zur Erzeugung einer Rotation der Zylinderladung um die

Zylinderachse und einen Neutralkanal, welcher weder eine ausgeprägte Drallströmung noch eine Tumbleströmung hervorruft. Derartige Brennkraftmaschinen tolerieren hohe Abgasrückführungsmengen.

Auch aus der AT 402 535 B ist eine Brennkraftmaschine mit einem Neutralkanal und einem Tangentialkanal pro Zylinder bekannt, wobei Kraftstoff in beide Einlaßkanäle über eine zwischen den Einlaßkanälen angeordnete Einspritzeinrichtung eingebracht wird. Die beiden Einlaßkanäle münden dabei in vordefinierten Winkeln in den Brennraum, so daß einerseits bei Teillast ein hoher Drall der Ladung erreicht wird ohne bei Vollast die Ladungseinströmung infolge schlechterer Durchflußwerte zu beeinträchtigen.

Die EP 0 764 773 A1 offenbart eine ähnliche Brennkraftmaschine mit jeweils in einen Zylinder mündenden Neutral- und Tangentialkanälen, wobei die Kraftstoffeinspritzung in den durch eine Drosseleinrichtung steuerbaren Neutralkanal erfolgt. Die Drosseleinrichtung ermöglicht im geschlossenen Zustand einen definierten Mindestdurchfluß. Mit dieser Ausbildung kann eine stabile radiale Gemischschichtung erreicht werden. Weiters wird in der EP 0 764 773 A1 eine externe Abgasrückführung zwischen Auslaßkanal und dem Tangentialkanal gezeigt.

Zur Erzielung einer internen Abgasrückführung sind verschiedene Verfahren bekannt. Die DE 1 222 735 B beschreibt eine Brennkraftmaschine, bei der der Öffnungszeitpunkt des Einlaßventiles weit in die Auslaßperiode verschoben wird.

Die DE 1 401 228 B zeigt einen Dieselmotor, bei dem Verbrennungsgase in das Ansaugsystem durch Veränderung der Steuerzeit der Auslaß- und Einlaßventile strömen.

Bei der DE 27 10 189 A1 wird eine interne Abgasrückführung durch verzögertes Schließen des Auslaßventiles mittels Lagerbockhöhenverstellung des Kipphebellagers erreicht.

Die DE 21 25 368 A zeigt einen Viertaktmotor, bei dem das Auslaßventil während des Ansaugtaktes kurz vor dem maximalen Einlaßventilhub mittels eines Zusatznockens geöffnet wird.

Die DE 26 38 651 A offenbart eine Brennkraftmaschine, bei der das Auslaßventil vor dem Schließen des Ansaugventiles und bei Stellung des Kolbens kurz vor Erreichen des unteren Totpunktes nochmals durch einen Zusatznocken geöffnet wird.

Aufgabe der Erfindung ist es, die genannten Nachteile zu vermeiden und ein Verfahren zu entwickeln, mit welchem bei einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine mit Saugrohrein-spritzung ein drosselarmer Teillastbetrieb auf möglichst einfache Weise erzielt werden kann. Insbesondere soll ein drosselarmer Teillastbetrieb ohne den vergleichsweise hohen Aufwand einer Direkteinspritzung oder eines vollvariablen Ventilhubes ermöglicht werden.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, daß bei Teillast die Einlaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80°, nach spät verschoben wird, und daß während der Einlaßphase Kraftstoff in die Einlaßströmung eingespritzt und eine Ladungsschichtung im Brennraum erzeugt wird, welche zumindest bis zum

Einlaßschluß im wesentlichen aufrechterhalten wird, wobei der Einspritzbeginn vorzugsweise nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels liegt. Dabei ist vorgesehen, daß die Ladungsschichtung durch einen Drall der Einlaßströmung, vorzugsweise durch Abschaltung eines Kanales, erzeugt wird. Durch die saugsynchrone Einspritzung wird die Kraftstoffgemischwolke mit der Drallströmung während der Abwärtsbewegung des Kolbens in den Brennraum eingebracht und im Bereich des unteren Totpunktes des Kolbens eine Schichtung erzeugt, wobei die Kraftstoffgemischwolke in einer kolbennahen Schicht konzentriert ist. Diese temporäre Ladungsschichtung bewirkt, daß während des Ausschubtaktes der zuviel angesaugten Luft kein Kraftstoff zurück in den Einlaßkanal geschoben wird. Das Ausschieben der zuviel angesaugten Luft erfolgt dabei gegen Umgebungsdruck, wenn die Brennkraftmaschine ungedrosselt betrieben wird.

Besonders günstig ist es, wenn bei Spätverstellung der Einlaßsteuerzeit der Einlaßschluß bei etwa 80° bis 150° , vorzugsweise bei etwa 90° bis 140° nach dem auf den Ladungswechsel folgenden unteren Totpunkt erfolgt. Es ist somit ein weitgehend ungedrosselter Betrieb ohne Direkteinspritzung, Schichtladung oder Magerbetrieb möglich. Dies hat den Vorteil, daß äußerst geringe Ladungswechselverluste und ein sehr günstiger Kraftstoffverbrauch erreichbar ist.

In einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, daß zumindest im Teillastbereich die Auslaßsteuerzeit, vorzugsweise um einen Winkel von etwa 10° bis 30° , nach spät verschoben wird, so daß der Auslaßschluß in den Bereich des Einlaßbeginnes oder nach dem Einlaßbeginn erfolgt. Durch die Verstellung der Auslaßsteuerzeit nach spät wird vermieden, daß sich in der frühen Ansaugphase nahe dem oberen Totpunkt ein Ladungswechselverluste bewirkender Unterdruck einstellt, wenn die Einlaßsteuerzeit nach spät verstellt wird. Gleichzeitig läßt sich durch das verspätete Schließen der Auslaßventile eine interne Abgasrückführung in den Zylinder Raum erzielen.

Um eine saugsynchrone Einspritzung zu ermöglichen, ist es vorteilhaft, wenn das Einspritzende im Teillastbetrieb noch vor dem maximalen Einlaßhub des Einlaßventiles, vorzugsweise bei etwa 90° nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels, erfolgt.

Es ist bekannt, daß mit verspätetem Einlaßschluß ein entdrosselter Betrieb erreicht werden kann ("Miller-Cycle"). Dabei besteht allerdings die Gefahr, daß durch den verspäteten Schließpunkt der Einlaßventile ein Teil des Kraftstoffes wieder in das Ansaugrohr geschoben wird. Dies wird beim erfindungsgemäßen Verfahren vermieden, indem die Kraftstoffeinspritzung saugsynchron erfolgt und das Kraftstoff-Luftgemisch in Form einer Drallströmung in den Brennraum gebracht und somit eine Ladungsschichtung erzeugt wird.

Die Steuerzeitverstellung erfolgt im Rahmen der vorliegenden Erfindung durch Verdrehen und/oder Verschieben der entsprechenden Einlaß- bzw. Auslaßnockenwelle, beispielsweise pneumatisch, hydraulisch, elektrisch oder mechanisch. Gegenüber einem vollvariablen Ventilhub, beispielsweise mittels elektrischer oder hydraulischer Ventilbetätigung, mit welchem ebenfalls ein drosselfreier Teillastbetrieb möglich wäre, hat die Steuerzeitverstellung durch

Verdrehen oder Verschieben der Nockenwelle ("cam shifting") den Vorteil eines geringeren Herstellungs- und Steueraufwandes.

Das erfindungsgemäße Verfahren läßt sich besonders vorteilhaft bei einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine mit indirekter Kraftstoffeinspritzung in zumindest einen Einlaßkanal anwenden, welche einen Tangentialkanal und einen Neutralkanal pro Zylinder aufweist, wobei im Neutralkanal ein Steuerorgan angeordnet ist. Besonders günstig ist es, wenn die Brennkraftmaschine ein Einspritzventil aufweist, welches in beide Einlaßkanäle einspritzt.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

Es zeigen Fig. 1 ein Ventilhub-Kurbelwinkel-Diagramm, Fig. 2 die Einlaßströmung während der Ansaugphase in einer schematischen Schrägansicht, Fig. 3 einen Schnitt durch einen Brennraum mit angedeuteter Ladungsbewegung während der Aufwärtsbewegung des Kolbens und Fig. 4 eine Draufsicht auf einen Zylinder dieser Brennkraftmaschine.

In dem in Fig. 1 dargestellten Diagramm ist der Ventilhub H über der Kurbelstellung KW in Grad Kurbelwinkel für Einlaßventile und Auslaßventile, jeweils für Vollastbetrieb und Teillastbetrieb, aufgetragen. Bezugszeichen E_t bezeichnet den Ventilhub H der Einlaßventile bei Teillast, E_v den Ventilhub der Einlaßventile bei Vollast. Der Ventilhub H der Auslaßventile für Teillast bzw. für Vollast ist mit A_t bzw. A_v bezeichnet. Deutlich ist zu erkennen, daß bei Teillast die Steuerzeiten der Einlaßventile und der Auslaßventile nach spät verstellt werden, wobei die Spätverstellung der Einlaßnockenwelle etwa 50° beträgt, sodaß der Einlaßschluß bei 90° bis 140° nach dem unteren Totpunkt UT nach dem Ladungswechsel liegt. Die Steuerzeitverstellung des Auslaßventilhubes beträgt im Ausführungsbeispiel etwa 20° Kurbelwinkel nach spät. Durch die Verschiebung der Einlaßsteuerzeit nach spät wird eine Entdrosselung bewirkt, sodaß während der Ausschubphase R die überflüssige Luft im Brennraum wieder in das Saugrohr gegen Umgebungsdruck rückgeblasen wird.

Da auch die Auslaßsteuerzeit um einen Winkel von etwa 20° Kurbelwinkel nach spät verstellt wird, sodaß der Schließzeitpunkt der Auslaßventile nicht vor dem Öffnungszeitpunkt der Einlaßventile liegt, wird erreicht, daß auch das Ansaugen während der Phase AGR gegen Umgebungsdruck (Abgasdruck) erfolgt. Dadurch treten äußerst geringe Ladungswechselverluste auf. Gleichzeitig erfolgt eine interne Abgasrückführung während der Phase AGR in den Zylinder. Während der Phase AN wird Luft bzw. Gemisch aus den Einlaßkanälen angesaugt.

Mit I_v ist der Bereich der Einspritzung bei Vollast und mit I_t der Bereich der Einspritzung bei Teillast eingetragen.

Für das erfindungsgemäße Verfahren ist es wesentlich, daß der Kraftstoff in das Saugrohr saugsynchron eingespritzt wird, wobei der Einspritzbeginn nicht vor dem oberen Totpunkt OT des Ladungswechsels liegt. Zum anderen ist es von Bedeutung, daß die Gemischwolke mit dem Kraftstoff in einer Drallströmung in den Brennraum gebracht wird, so daß sich im Bereich des unteren Totpunktes UT nach dem Ladungswechsel im Bereich des Kolbens eine

temporäre Gemischschichtung ausbildet, welche zumindest bis zum vollkommenen Schließen der Einlaßventile aufrecht bleibt, wie aus den Fig. 2 und 3 ersichtlich ist.

Fig. 2 und 3 zeigen den Vorgang schematisch. Die abgebildete Brennkraftmaschine weist pro Zylinder 1 einen Tangentialkanal 2 und einen Neutralkanal 3 auf, welche über eine dachförmige Brennraumdecke 4 in den Zylinder 1 münden. In zumindest einem oder in beide Einlaßkanäle 2, 3 wird Kraftstoff 5a über eine Einspritzeinrichtung 5 eingespritzt, welcher durch die Drallströmung 6 des Tangentialkanales 2 bei Abwärtsbewegung des Kolbens 7 in Form einer Gemischwolke 8 nach unten befördert wird. Im Bereich des unteren Totpunktes bildet sich eine temporäre Ladungsschichtung, so daß die Gemischwolke 8 nahe dem Kolben 7 bleibt. Während der durch die Pfeile 9 in Fig. 3 angedeuteten Aufwärtsbewegung des Kolbens 7 wird überflüssige Luft innerhalb des Zylinders 1 durch die Einlaßkanäle 2, 3 wieder ausgeblasen. Bevor die Schicht mit der Gemischwolke 8 die Einlaßventile 10 erreichen kann, werden diese wieder geschlossen, so daß kein Kraftstoff in die Einlaßkanäle zurückgeschoben werden kann. In Fig. 3 ist die Stellung des Kolbens bei Einlaßventilschluß mit 7a und die entsprechende Lage der Gemischwolke bei Einlaßschluß mit 8a bezeichnet.

Fig. 4 zeigt eine Draufsicht auf einen Zylinder 1 einer Brennkraftmaschine, welche geeignet ist, das erfindungsgemäße Verfahren anzuwenden. Die Brennkraftmaschine weist ein Einlaßsystem mit zwei von einem nicht weiter dargestellten Einlaßsammler ausgehenden Einlaßkanälen pro Zylinder 1 auf, von denen der eine als Tangentialkanal 2 und der andere als Neutralkanal 3 ausgebildet ist. Der Tangentialkanal 2 und der Neutralkanal 3 münden jeweils über eine Einlaßöffnung 2a, 3a in den Brennraum des Zylinders 1, wobei jede Einlaßöffnung 2a, 3a durch ein Ventil 10 gesteuert wird. Die Kanaltrennwand 11 zwischen dem Tangentialkanal 2 und dem Neutralkanal 3 weist nahe den Einlaßöffnungen 2a, 3a eine Öffnung 12 auf, welche den Tangentialkanal 2 und den Neutralkanal 3 miteinander verbindet. Im Bereich dieser Öffnung 12 zwischen den beiden Einlaßkanälen 2, 3 ist ein Einspritzventil 5 vorgesehen, welches zu den zwei Einlaßkanälen 2, 3 so angeordnet ist, daß in jedem der beiden Einlaßkanäle 2, 3 ein Kraftstoffstrahl 5a durch die definierte Öffnung 12 hindurch in Richtung der Einlaßöffnungen 2a, 3a eingespritzt wird.

Im Neutralkanal 3 ist stromaufwärts der Öffnung 12 ein Steuerorgan 13, beispielsweise eine Drosselklappe oder ein Drosselschieber, angeordnet, welches im geschlossenen Zustand einen Mindestdurchfluß zwischen etwa 5% und etwa 20%, beispielsweise von etwa 10% des Maximaldurchflusses durch den Neutralkanal 3 ermöglicht.

Auf der der Einlaßseite bezüglich der Motorlängsebene 1a gegenüberliegenden Seite sind in der durch den Zylinderkopf gebildeten dachförmigen Brennraumdecke 4 zwei Auslaßöffnungen 14, 15 angeordnet, welche über Auslaßventile 19 gesteuert werden. Von den Auslaßöffnungen 14, 15 gehen Auslaßkanäle 16 eines nicht weiter dargestellten Auslaßsystems aus.

Das erfindungsgemäße Verfahren ermöglicht es, eine bestimmte Menge an Abgas intern rückzuführen. Reicht diese Abgasrückführung nicht aus, oder wird eine Ladungsverdünnung gewünscht, so kann eine in Fig. 4 angedeutete Einrichtung 30 zur Ladungsverdünnung vorge-

sehen sein, die eine für mehrere Zylinder 1 gemeinsame Verteilleiste 22 aufweist, in welcher eine Zuführleitung 21 einmündet. Die Verteilerleiste 22 ist über Verteilerkanäle 24 mit einem Einlaßkanal 2 pro Zylinder 1 verbunden. Zur Steuerung des Zuflusses ist in der Zuführleitung 21 ein Ventil 23 vorgesehen, welches mit einem Schrittmotor ausgestattet sein kann, um eine schnelle und präzise Regelung zu erreichen.

Je nach dem, ob eine externe Abgasrückführung oder eine Ladungsverdünnung durch Zusatzluft gewünscht ist, ist die Zuführleitung 21 entweder mit einem Auslaßkanal 16 oder mit einem Luftzuführsystem für reine Luft verbunden. In Fig. 4 ist mit Bezugszeichen 17 eine zentral angeordnete Zündkerze angedeutet. Der Pfeil 6 symbolisiert die in den Zylinder 1 eintretende Drallströmung, der Pfeil 6a die vom Neutralkanal 3 austretende drallneutrale Strömung.

Durch das erfindungsgemäße Verfahren ist ein weitgehend ungedrosselter Betrieb ohne Direkteinspritzung, Schichtladung oder Magerbetrieb möglich. Daher ergeben sich äußerst geringe Ladungswechselverluste und ein günstiger Kraftstoffverbrauch. Da zur Steuerzeitverstellung nur konventionelle Nockenwellen-Phasenverstelleinrichtungen verwendet werden können, ist im Vergleich zu einem voll variablen Ventilhub ein wesentlich geringerer Aufwand erforderlich.

ANSPRÜCHE

1. Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine mit indirekter Kraftstoffeinspritzung, mit mindestens einem durch ein Einlaßventil gesteuerten, drallerzeugenden Einlaßkanal und mindestens einem durch ein Auslaßventil gesteuerten Auslaßkanal, wobei im Bereich des oberen Totpunktes des Ladungswechsels Kraftstoff in den Einlaßkanal eingespritzt wird, dadurch gekennzeichnet, daß bei Teillast die Einlaßsteuerzeit um einen Kurbelwellen-Winkel von etwa 30° bis 100°, vorzugsweise etwa 40° bis 80°, nach spät verschoben wird, und daß während der Einlaßphase Kraftstoff in die Einlaßströmung eingespritzt und eine Ladungsschichtung im Brennraum erzeugt wird, welche zumindest bis zum Einlaßschluß im wesentlichen aufrechterhalten wird, wobei der Einspritzbeginn vorzugsweise nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels liegt.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Spätverstellung der Einlaßsteuerzeit der Einlaßschluß bei etwa 80 bis 150°, vorzugsweise bei etwa 90 bis 140° nach dem auf den Ladungswechsel folgenden unteren Totpunkt erfolgt.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Ladungsschichtung durch einen Drall der Einlaßströmung erzeugt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3 für eine Brennkraftmaschine mit zwei Einlaßkanälen pro Zylinder, dadurch gekennzeichnet, daß der Drall der Einlaßströmung durch Abschaltung eines Einlaßkanales erzeugt wird.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest im Teillastbereich die Auslaßsteuerzeit, vorzugsweise um einen Winkel von etwa 10° bis 30°, besonders vorzugsweise um etwa 20°, nach spät verschoben wird, so daß der Auslaßschluß in den Bereich des Einlaßbeginnes oder nach dem Einlaßbeginn erfolgt.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Einspritzende im Teillastbetrieb noch vor dem maximalen Einlaßhub des Einlaßventiles, vorzugsweise bei etwa 90° nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels, erfolgt.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine ungedrosselt betrieben wird.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschiebung der Einlaßsteuerzeit durch Verdrehen und/oder Verschieben der Nockenwelle erfolgt.
9. Anwendung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 8 bei einer fremdgezündeten Viertakt-Brennkraftmaschine, mit zumindest zwei Einlaßkanälen (12, 13) pro Zylinder (1), mit indirekter Kraftstoffeinspritzung in zumindest einen Einlaßkanal (2, 3), wo-

bei ein Einlaßkanal als Tangentialkanal (2) und ein Einlaßkanal als Neutralkanal (3) ausgebildet ist, und wobei im Neutralkanal (3) ein Steuerorgan (13) angeordnet ist.

10. Anwendung nach Anspruch 9 für eine Brennkraftmaschine mit einem in beide Einlaßkanäle (2, 3) einspritzenden Einspritzventil (5) pro Zylinder (1).

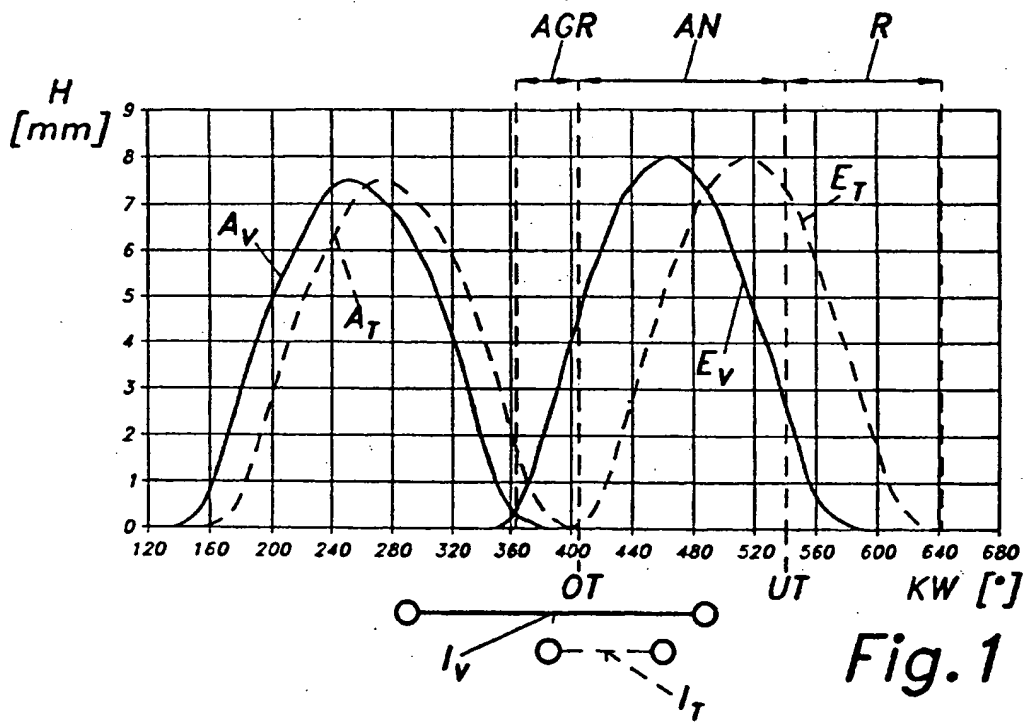
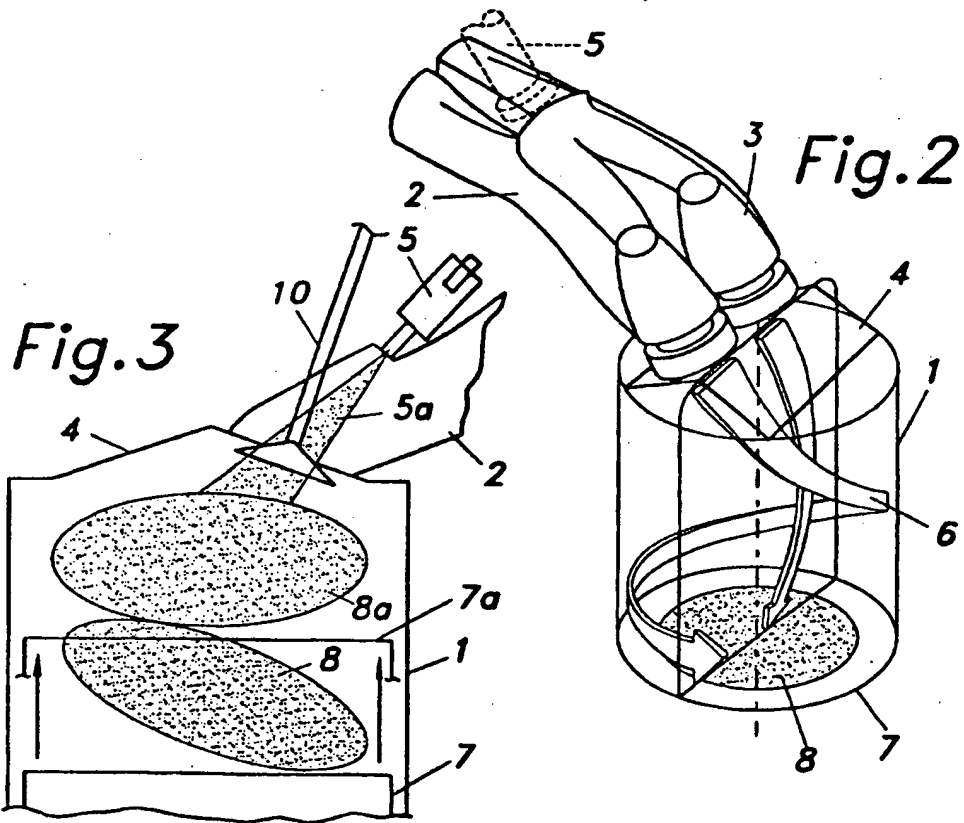


Fig. 1



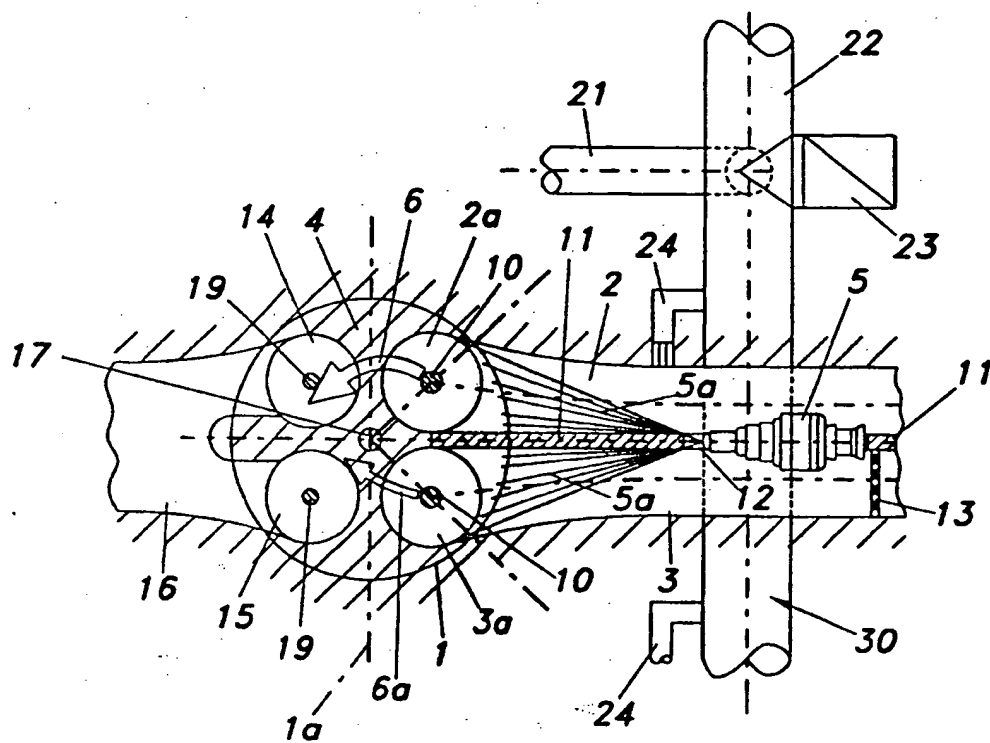


Fig. 4



Beilage zu GM 716/98

Ihr Zeichen: 54.323

Klassifikation des Antragsgegenstandes gemäß IPC⁶: F 02 B 17/00; F 02 D 13/02

Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation): F 01 L 1/34; F 02 B 17/00; F 02 D 13/00, 13/02

Konsultierte Online-Datenbank: EPODOC, PAJ

Die nachstehend genannten Druckschriften können in der Bibliothek des Österreichischen Patentamtes während der Öffnungszeiten (Montag bis Freitag von 8 - 12 Uhr 30, Dienstag 8 bis 15 Uhr) unentgeltlich eingesehen werden. Bei der von der Hochschülerschaft TU Wien Wirtschaftsbetriebe GmbH im Patentamt betriebenen Kopierstelle können schriftlich (auch per Fax, Nr. 01 / 533 05 54) oder telefonisch (Tel. Nr. 01 / 534 24 - 153) Kopien der ermittelten Veröffentlichungen bestellt werden.

Auf Anfrage gibt das Patentamt Teilrechtsfähigkeit (TRF) gegen Entgelt zu den im Recherchenbericht genannten Patentdokumenten allfällige veröffentlichte „Patentfamilien“ (denselben Gegenstand betreffende Patentveröffentlichungen in anderen Ländern, die über eine gemeinsame Prioritätsanmeldung zusammenhängen) bekannt. Diesbezügliche Auskünfte erhalten Sie unter der Telefonnummer 01 / 534 24 - 132.

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung (Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur (soweit erforderlich))	Betreffend Anspruch
A	US 5 161 497 A (SIMKO et al.) 10.November 1992 (10.11.92), siehe Spalte 2, Zeile 38 - Spalte 4, Zeile 19.	1 - 10
A	GB 2 096 695 A (FORD MOTOR COMPANY LIMITED) 20.Oktober 1982 (20.10.82), siehe insbesondere Fig. 4.	1 - 10
A	DE 195 08 505 A1 (TOYOTA JIDOSHA K.K.) 14.Septem- ber 1995 (14.09.95), siehe insbesondere Fig. 7A, 7B.	1 - 10
A	DE 35 16 038 A1 (GLOTUR TRUST) 06.November 1986 (06.11.86), siehe insbesondere Fig. 2.	1 - 10
A	DE 40 06 806 A1 (ASEA BROWN BOVERI AG) 22.Au- gust 1991 (22.08.91), Spalte 1, Zeile 55 - Spalte 2, Zeile 8.	1 - 10

☐ Fortsetzung siehe Folgeblatt

Kategorien der angeführten Dokumente (dient in Anlehnung an die Kategorien bei EP- bzw. PCT-Recherchenberichten nur zur raschen Einordnung des ermittelten Stands der Technik, stellt keine Beurteilung der Erfindungseigenschaft dar):

„A“ Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert.

„Y“ Veröffentlichung von Bedeutung; die Erfindung kann nicht als neu (bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend) betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für den Fachmann nabellegend ist.

„X“ Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die Erfindung kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu (bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend) angesehen werden.

„P“ zwischenveröffentlichtes Dokument von besonderer Bedeutung (älteres Recht)

„&“ Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist.

Ländercodes:

AT = Österreich; AU = Australien; CA = Kanada; CH = Schweiz; DD = ehem. DDR; DE = Deutschland;

EP = Europäisches Patentamt; FR = Frankreich; GB = Vereinigtes Königreich (UK); JP = Japan;

RU = Russische Föderation; SU = ehem. Sowjetunion; US = Vereinigte Staaten von Amerika (USA);

WO = Veröffentlichung gem. PCT (WIPO/OMPI); weitere siehe WIPO-Appl. Codes

Datum der Beendigung der Recherche: 29. April 1999 Bearbeiter: Dipl.Ing. Baumann

Vordruck RE 31a - Recherchenbericht - 1000 - ZI.225/4Pris.95

AT 003 205 U1

UTILITY MODEL PUBLICATION

5

METHOD FOR OPERATING AN EXTERNALLY IGNITED FOUR-STROKE
INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH INDIRECT FUEL INJECTION

10 The invention relates to a method for operating an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel with a full load in the region of the top dead center of the gas exchange.

15

In order to achieve a largely unthrottled operation with small gas exchange losses and favourable fuel consumption with an externally ignited internal combustion engine with indirect fuel injection with the lowest possible expense, provision is made such that with a partial load, the inlet control time is shifted to
20 late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately 30° to 100° , preferably approximately 40° to 80° , and that during the inlet phase fuel is injected into the inlet flow and charge layering is produced in the combustion chamber which is substantially maintained at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange.

The invention relates to a method for operating an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel in the region of the top dead center of the gas exchange.

Constantly more stringent requirements for fuel consumption and the reduction of exhaust gas emissions, in particular of hydrocarbons and nitrogen oxides, necessitate the use of new technologies in the field of internal combustion engines.

An essential reason for the higher specific fuel consumption of an externally ignited internal combustion engine with respect to diesel engines, for example, is the operating mode with a pre-mixed homogeneous fuel/air mixture. This requires regulation of the engine load by means of a throttle component for limiting the total amount of mixture taken in (quantity regulation).

This throttling of the intake flow leads to a thermodynamic loss which increases the fuel consumption of the internal combustion engine. The potential for reducing the consumption of the internal combustion engine by avoiding this throttling can be estimated to be approximately 25 %. Part of this improvement potential can be used if a reduction in throttling is possible in the partial load region.

The following possibilities are known for reducing throttle losses in Otto engines:

- A) *Lean operation*
 - a) homogenous
 - b) layered (or stratified) (spark plug rich, cylinder wall lean)
- B) *Exhaust gas recirculation*
- C) *Early closure of the inlet valve (variable valve stroke)*
- D) *Late closure of the inlet valve ("Miller Cycle")*

In the following, these processes and their advantages and disadvantages are described:

- 5 A) *Lean operation:*
- a) homogeneous: with the given quantity of fuel, dethrottling is possible by increasing the quantity of air (making the mixture leaner). Making the mixture leaner causes the combustion to slow down, however, and this leads to a lower thermodynamic level of effectiveness. In order to
- 10 increase the dethrottling measures are therefore required which improve the capability for making leaner. In order to observe the emission limit values, for this operation a special exhaust gas after-treatment is necessary for nitrogen oxides (DENOX catalyst).
- 15 b) layered (or stratified): the slowing down of the combustion can also be countered by layering the mixture in the combustion chamber. One thus tries to produce a richer mixture than in the rest of the combustion chamber around the spark plug at the time of ignition. With injection into the suction pipe, due to the homogenising effect of the charge movement
- 20 it is not possible to maintain any appreciable layering at the time of ignition. With direct injection of the fuel into the combustion chamber, by injecting shortly before ignition, stable, reproducible layering, and so unthrottled operation can be achieved. With this process too, in order to maintain the emission limit values in the vehicle, a DENOX catalytic
- 25 converter must be used. In addition, with the short amount of time available for forming the mixture, one must pay particular attention to the formation of soot or its avoidance. The technical complexity required to implement direct injection is clearly higher than with a suction pipe injection.
- 30 B) *Exhaust gas recirculation (EGR):*

By recirculating inert exhaust gas, dethrottling is also possible, as with

lean operation. Because the recirculated exhaust gas does not change the air/fuel ratio, stoichiometric operation, and so conventional exhaust gas after-treatment is possible with a three-way catalyst. Combustion also slows down clearly with the addition of EGR. The same

5 thermodynamic losses occur as with lean operation. By selectively adding the exhaust gas near to the cylinder wall, additional light layering of fresh gas near to the middle of the cylinder and exhaust gas by the cylinder wall is possible. An internal combustion engine with at least two

10 inlet valves offers the possibility of supplying the combustion chamber with different mixture compositions via separate inlet channels. The flow in the cylinder space can be influenced by means of the design of the inlet components of the engine such that at the ignition time, a mixture layered in the desired way is present in the cylinder. It is particularly

15 advantageous here if the richer (by supplying air) or the purer (with EGR) mixture portion is present in the center of the cylinder in the region of a centrally located spark plug, whereas towards the cylinder wall there is a thinning of the mixture and an increase in the exhaust gas concentration.

C) *Early closure of the inlet valve:*

20 By using a fully variable valve stroke, it is possible to close the inlet valve considerably earlier with an unchanged opening time. In this way, the engine takes in only as much air (with lower negative pressure) as it requires for stoichiometric combustion. The throttle losses clearly

25 decrease. The disadvantages of this process are the high technical expense of producing the fully variable valve stroke and the cooling of the fuel upon expansion with the closed inlet valve. Because the inlet valve closes very early, with the downwards movement of the piston there are charge temperatures below freezing point.

30 D) *Late closure of the inlet valve:*

A further alternative to dethrottling is the exhausting of excessive air

taken in with low negative pressure. This happens by means of very late closure of the inlet valve when the piston moves clearly upwards (compression). The problem with this known variation of the so-called "Miller cycle" is that with extremely late closure of the inlet valve, fuel
 5 which is injected before or during the intake phase, is also exhausted once again. The reason for this is the "tumble" charge movement which is used with conventional engines with symmetrical inlet channels. A mixture roller is constructed here at 90° to the cylinder axis. An upwards flow forms on the rear-side of the cylinder in the direction of the inlet
 10 valve. This results in cylinder mis-distribution or a non-reproducible mixture composition.

Numerous internal combustion engines are known with external or internal exhaust gas recirculation. Internal combustion engines are also known with
 15 which the inlet closure is changed or set to late.

An internal combustion engine is known from EP 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated into the inlet manifold. The advantage of this, however, is that a relatively large dead volume is formed by the inlet manifold.
 20 By means of the damping effect of the dead volume, the reaction time of the exhaust gas recirculation system is relatively slow, by means of which only relatively low exhaust gas recirculation rates are possible in the dynamic drive operation for reasons of driveability.

On the other hand, a further exhaust gas recirculation system is known from EP
 25 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated from the outlet system directly into one of two inlet channels per cylinder. With this embodiment, large dead volumes can be avoided, but even recirculation of the exhaust gas to the individual cylinders is no longer guaranteed.

30 From AT 2 434 U1 an externally ignited internal combustion engine is known with several cylinders and a device for thinning the charge for air or recirculated exhaust gas, which has a general manifold for all cylinders of a series into

which the supply line discharges and which is flow connected to an inlet channel via at least one distributor channel per cylinder. In this way, a high degree of charge thinning which is the same for all cylinders is made possible, the gas dynamics of the recirculated exhaust gas only being unsubstantially damped upon recirculation of the exhaust gas. The internal combustion engine here has one tangential channel per cylinder for producing a rotation of the cylinder charge around the cylinder axis and a neutral channel which neither brings about a marked swirl flow nor a tumble flow. These types of internal combustion engine tolerate high quantities of recirculated exhaust gas.

10

An internal combustion engine with a neutral channel and a tangential channel per cylinder is also known from AT 402 535 B, fuel being introduced into both inlet channels via an injection device disposed between the inlet channels. Both inlet channels flow here at pre-defined angles into the combustion chamber so that on the one hand, with a partial load, a high degree of charge swirl is achieved without having any negative effect upon the charge inflow with a full load due to lower flow through values.

15

EP 0 764 773 A1 discloses a similar internal combustion engine with neutral and tangential channels each flowing into a cylinder, the fuel being injected into the neutral channel controlled by a throttle device. In the closed state, the throttle device makes possible a defined minimum flow through. With this embodiment, a stable radial mixture layering can be achieved. Furthermore, an external exhaust gas recirculation between the outlet channel and the tangential channel is shown in EP 0 764 773 A1.

20

25

Different processes are known for achieving internal exhaust gas recirculation. DE 1 222 735 B describes an internal combustion engine with which the opening time of the inlet valve is shifted far into the outlet period.

30

DE 1 401 228 B shows a diesel engine with which combustion gases flow into the intake system by changing the control time of the outlet and inlet valves.

With DE 27 10 189 A1 internal exhaust gas recirculation is achieved by delayed closure of the outlet valve by means of mounting support height adjustment of the rocker arm mounting.

- 5 DE 21 25 368 A shows a four-stroke engine with which the outlet valve is opened during the intake stroke shortly before the maximum inlet valve stroke by means of an additional cam.

- DE 26 38 651 A discloses an internal combustion engine with which the outlet
10 valve is opened before the closure of the intake valve and upon positioning of the piston shortly before it reaches the bottom dead center, once again by means of an additional cam.

- It is the object of the invention to avoid the aforementioned disadvantages and
15 to develop a process with which, with an externally ignited internal combustion engine with suction pipe (or inlet manifold) injection, a partial load operation with very little throttle can be achieved in the simplest possible way. In particular, a partial load operation with very little throttle should be made possible without the comparably high expense of direct injection or of a fully variable valve stroke.

20

- This is achieved according to the invention in that with a partial load, the inlet control time is shifted to late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately 30° to 100°, preferably approximately 40° to 80°, and that during the inlet phase, fuel is injected into the inlet flow, and charge layering is
25 produced in the combustion chamber which is substantially maintained at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange. Provision is made here such that the charge layering is produced by inlet flow swirl, preferably by cutting off a channel. By means of the synchronised intake injection, the cloud of fuel mixture is
30 introduced with the swirl flow during the downwards movement of the piston into the combustion chamber, and layering is produced in the region of the top dead center of the piston, the cloud of fuel mixture being concentrated in a layer near to the piston. The effect of this temporary charge layering is that during the

exhausting stroke of the excessive air taken in, no fuel is pushed back into the inlet channel. The exhausting of the excessive air taken in is implemented here with ambient pressure when the internal combustion engine is operated without throttling.

5

It is particularly favourable if with late setting of the inlet control time, the inlet closure happens at approximately 80° to 150° , preferably approximately 90° to 140° after the bottom dead center following the gas exchange. Largely unthrottled operation without direction injection, layer charge or lean operation is thus possible. The advantage of this is that exceptionally low gas exchange losses and very favourable fuel consumption can be achieved.

10

In a particularly preferred embodiment variation of the invention, provision is made such that at least in the partial load region, the outlet control time is shifted to late, preferably by an angle of approximately 10° to 30° , such that the outlet closure takes place in the region of the inlet start or after the inlet start. By setting the outlet control time to late, it is avoided that negative pressure causing gas exchange losses is produced in the early intake phase close to the top dead center when the inlet control time is set to late. At the same time, by the delayed closure of the outlet valves, internal exhaust gas recirculation in the cylinder space can be achieved.

15

20

In order to make possible an intake synchronised injection, it is advantageous if the end of injection takes place in the partial load operation before the maximum inlet stroke of the inlet valve, preferably at approximately 90° after the top dead center of the gas exchange.

25

It is known that with delayed inlet closure, dethrottled operation can be achieved ("Miller cycle"). There is, however, the risk here that by means of the delayed closure point of the inlet valves, part of the fuel is pushed back into the intake pipe. This is avoided with the method according to the invention in that the fuel injection happens with synchronised intake, and the fuel/air mixture is brought

30

into the combustion chamber in the form of a swirl flow, and so charge layering is produced.

The control time adjustment happens within the framework of this invention by turning and/or shifting the corresponding inlet and outlet cam shaft, for example pneumatically, hydraulically, electrically or mechanically. With respect to a fully variable valve stroke, for example by means of electric or hydraulic valve operation, with which throttle-free partial load operation is also possible, the control time adjustment by turning the shifting the cam shaft ("cam shifting") has the advantage of less production and control costs.

The method according to the invention can be used particularly advantageously with an externally ignited internal combustion engine with indirect fuel injection into at least one inlet channel, which has one tangential channel and one neutral channel per cylinder, a control component being disposed in the neutral channel. It is particularly favourable for the internal combustion engine to have an injection valve which injects into both inlet channels.

In the following, the invention is described in greater detail taking reference to the Figures.

Fig. 1 shows a valve stroke crank angle diagram, Fig. 2 shows the inlet flow during the intake phase in a schematic inclined view, Fig. 3 shows a section through a combustion chamber with the charge movement shown during the upwards movement of the piston, and Fig. 4 shows a top view of a cylinder of this internal combustion engine.

In the diagram shown in Fig. 1, the valve stroke H is plotted against the crank position KW in degrees of crank angle for inlet valves and outlet valves, for full load operation and partial load operation respectively. Reference number E_T indicates the valve stroke H of the inlet valves with a partial load, E_v indicates the valve stroke of the inlet valves with a full load. The valve stroke H of the outlet valves for a partial load or for a full load is indicated with A_T or A_v . It can

be clearly seen that with a partial load, the control times of the inlet valves and of the outlet valves are shifted to late, the late setting of the inlet cam shaft being approximately 50° such that the inlet closure is at 90° to 140° after the bottom dead center UT after the gas exchange. In the example of an embodiment, the control time adjustment of the outlet valve stroke is approximately 20° crank angle to late. By shifting the inlet control time to late, dethrottling is brought about such that during the exhaust phase R the superfluous air in the combustion chamber is blown back into the suction pipe with ambient pressure.

10

Because the outlet control time is also adjusted to late (or delayed) by an angle of approximately 20° crank angle such that the closure time of the outlet valves does not come before the opening time of the inlet valves, it is possible for the intake also to take place during the EGR phase with ambient pressure (exhaust gas pressure). In this way, exceptionally low gas exchange losses occur. At the same time there is internal recirculation of exhaust gas during the EGR phase in the cylinder. During the AN phase, air or mixture is taken in from the inlet channels.

15

20 With I_v , the region of the injection with a full load, and with I_T the region of the injection with a partial load is plotted.

For the method according to the invention it is essential that the fuel is injected into the suction pipe with synchronised intake, the start of injection not coming before the top dead center OT of the gas exchange. On the other hand, it is significant that the cloud of mixture is brought into the combustion chamber in a swirl flow with the fuel so that in the region of the bottom dead center UT after the gas exchange in the region of the piston temporary layering of mixture forms which is maintained at least until the complete closure of the inlet valves, as can be seen in Figs. 2 and 3.

30

Figs. 2 and 3 show the process schematically. The internal combustion engine illustrated has for each cylinder 1 a tangential channel 2 and a neutral channel 3

which flow into the cylinder 1 via a roof-shaped combustion chamber cover 4. In at least one or in both inlet channels 2, 3 fuel 5a is injected by means of an injection device 5, said fuel being conveyed downwards by the swirl flow 6 of the tangential channel 2 with the downwards movement of the piston 7 in the form of a cloud of mixture 8. In the region of the bottom dead center temporary layering of charge forms such that the cloud of mixture 8 remains close to the piston 7. During the upwards movement of the piston 7 indicated by the arrow 9 in Fig. 3, superfluous air within the cylinder 1 is blown out again through the inlet channels 2, 3. Before the layer with the cloud of mixture 8 can reach the inlet valves 10, these are closed again so that no fuel can be pushed back into the inlet channels. Fig. 3 shows the position of the piston with the inlet valve closure with 7a, and the corresponding position of the cloud of mixture with inlet closure with 8a.

Fig. 4 shows a top view onto a cylinder 1 of an internal combustion engine which is suitable for application of the method according to the invention. The internal combustion engine has an inlet system with two inlet channels per cylinder 1 commencing from an inlet manifold (not shown), one of which is in the form of a tangential channel 2, and the other in the form of a neutral channel 3. The tangential channel 2 and the neutral channel 3 respectively flow via an inlet opening 2a, 3a into the combustion chamber of the cylinder 1, each inlet opening 2a, 3a being controlled by a valve 10. The channel separation wall 11 between the tangential channel 2 and the neutral channel 3 has an opening 12 close to the inlet openings 2a, 3a which connects the tangential channel 2 and the neutral channel 3 to one another. In the region of this opening 12 between the two inlet channels 2, 3 an injection valve 5 is provided which is disposed with respect to the two inlet channels 2, 3 such that in each of the two inlet channels 2, 3 a jet of fuel 5a is injected through the defined opening 12 towards the inlet openings 2a, 3a.

30

In the neutral channel 3, upstream of the opening 12, a control component 13, for example a throttle flap or a throttle valve is disposed which in the closed state makes possible a minimum flow through of between approximately 5 %

and approximately 20 %, for example approximately 10 % of the maximum flow through the neutral channel 3.

5 On the side lying opposite the inlet side in relation to the longitudinal level of the engine 1a, two outlet openings 14, 15 are disposed in the roof-shaped combustion chamber cover 4 formed by the cylinder head which are controlled by means of outlet valves 19. Outlet channels 16 of an outlet system (not illustrated) commence from the outlet openings 14, 15.

10 The method according to the invention makes it possible to recirculate a specific quantity of exhaust gas internally. If this exhaust gas circulation is not sufficient, or if charge thinning is desired, a device 30 as indicated in Fig. 4 for charge thinning can be provided which has a common manifold 22 for several cylinders 1 into which a supply line 21 flows. The manifold 22 is connected to one inlet
15 channel 2 per cylinder 1 via distributor channels 24. In order to control the flow, a valve 23 is provided in the supply line 21 which can be equipped with a multiphase motor in order to achieve fast and precise regulation.

20 Depending upon whether one desires external recirculation of exhaust gas or charge thinning by additional air, the supply line 21 is either connected to an outlet channel 16 or to an air supply system for pure air. In Fig. 4, reference number 17 is used to indicate a centrally disposed spark plug. The arrow 6 symbolises the swirl flow entering into the cylinder 1, and the arrow 6a symbolises the swirl-neutral flow coming out of the neutral channel 3.

25

By means of the method according to the invention, a largely unthrottled operation is possible without direct injection, layer charging or lean operation. There are therefore exceptionally low gas exchange losses and favourable fuel consumption. Because only conventional cam shaft phase adjustment devices
30 can be used to adjust the control time, substantially less costs are incurred in comparison with a fully variable valve stroke.

CLAIMS

1. A method for operating an externally ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel in the region of the top dead center of the gas exchange, **characterised in that** with a partial load the inlet control time is shifted to late by a crank shaft angle of approximately 30° to 100°, preferably approximately 40° to 80°, and that during the inlet phase fuel is injected into the inlet flow and charge layering is produced in the combustion chamber which is substantially maintained, at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange.
2. The method according to Claim 1, **characterised in that** with the late setting of the inlet control time, the inlet closure happens at approximately 80 to 150°, preferably at approximately 90 to 140° after the bottom dead center following the gas exchange.
3. The method according to Claim 1 or 2, **characterised in that** the charge layering is produced by swirl of the inlet flow.
4. The method according to Claim 3 for an internal combustion engine with two inlet channels per cylinder, **characterised in that** the swirl of the inlet flow is produced by cutting off an inlet channel.
5. The method according to any of Claims 1 to 4, **characterised in that** at least in the partial load region, the outlet control time is shifted to late, preferably by an angle of approximately 10 ° to 30°, particularly preferably by approximately 20°, such that the outlet closure happens in the region of the inlet start or after the inlet start.

6. The method according to any of Claims 1 to 5, **characterised in that** the end of injection in the partial load operation happens before the maximum inlet stroke of the inlet valve, preferably at approximately 90° after the top dead center of the gas exchange.
- 5 7. The method according to any of Claims 1 to 6, **characterised in that** the internal combustion engine is operated without throttle.
8. The method according to any of Claims 1 to 7, **characterised in that** the shifting of the inlet control time happens by turning and/or shifting the cam shaft.
- 10 9. Application of the method according to any of Claims 1 to 8 with an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine, with at least two inlet channels (12, 13) per cylinder (1), with indirect fuel injection into at least one inlet channel (2, 3), one inlet channel being in the form of a tangential channel (2) and one inlet channel being in the form of a neutral channel (3), and a control component (13) being disposed in the neutral channel (3).
- 15 10. The application according to Claim 9 for an internal combustion engine with one injection valve (5) per cylinder (1) injecting into both inlet channels (2, 3).
- 20